

⑫ 公開特許公報(A)

平3-181633

⑮ Int. Cl.³

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成3年(1991)8月7日

F 16 F 9/50

8714-3J

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全10頁)

⑭ 発明の名称 減衰力可変型緩衝器

⑰ 特 願 平1-322898

⑱ 出 願 平1(1989)12月12日

⑲ 発 明 者 山 岡 史 之 神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社アツギユニシア内

⑲ 発 明 者 江 村 順 一 神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社アツギユニシア内

⑲ 出 願 人 株式会社アツギユニシア 神奈川県厚木市恩名1370番地

⑲ 代 理 人 弁理士 平田 義則 外1名

明 細 書

1. 発明の名称

減衰力可変型緩衝器

2. 特許請求の範囲

1) 流体室を画成したバルブボディに設けられ、伸行程時に開弁して流体室間を連通可能な伸側高減衰バルブ、及び、圧行程時に開弁して2つの流体室間を連通可能な圧側高減衰バルブと、

前記伸側高減衰バルブ及び圧側高減衰バルブをバイパスして2つの流体室間を連通するバイパス路と、

該バイパス路の途中に伸側可変絞り及び圧側可変絞りを形成して摺動自在に設けられ、両端に受圧面が形成されたスプールと、

該スプールの、可変絞りが開かれる方向に付勢する付勢手段と、

該スプールの両受圧面に面して形成され、伸側絞りを介して一方の流体室と連通した伸側受圧室、及び、圧側絞りを介して他方の流体室と連通した圧側受圧室と、

相互に並列で前記可変絞りとはそれぞれ直列に設けられ、伸行程時に開弁して2つの流体室間を連通可能な伸側低減衰バルブ、及び、圧行程時に開弁して2つの流体室間を連通可能な圧側低減衰バルブと、

を備えていることを特徴とする減衰力可変型緩衝器。

2) 前記伸側高減衰バルブ及び圧側高減衰バルブが、シリンダ内を上部室と下部室とに画成するピストンに形成され、

前記バイパス路、スプール、付勢手段、両受圧室及び両低減衰バルブが、ピストンロッドにピストンを締結するナット内に形成され、

前記ピストンロッドにはナット内に形成されたバイパス路の上端をピストンの上部室側まで延長する流路を形成した請求項1記載の減衰力可変型緩衝器。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、振動周波数に感応して減衰力特性を

自動的に変化させる流体圧緩衝器に関する。

(従来の技術)

従来の減衰力可変型緩衝器としては、例えば、特開昭 61-109933 号公報に記載されているようなものが知られている。

この従来の減衰力可変型緩衝器は、ピストンを締結するナット内に、ピストンで画成された 2 室間を連通する伸側連通路と、該伸側連通路に形成された伸側減衰バルブと、該伸側減衰バルブの撓み特性を変化させるべく摺動穴内に摺動自在に設けられたプッシュバルブと、摺動穴内の上部にプッシュバルブとの間にスプリングを介して摺動自在に設けられたスプールと、該スプールの上端面側に形成されチェック弁及び絞りを介して伸側連通路と連通する伸側受圧室とが設けられ、一方、ベースには、該ベースで画成された 2 室間を連通する圧側連通路と、該圧側連通路に形成された圧側減衰バルブと、該圧側減衰バルブの撓み特性を変化させるべく摺動穴内に摺動自在に設けられたプッシュバルブと、摺動穴内の上部にプッシュバ

ルブとの間にスプリングを介して摺動自在に設けられたスプールと、該スプールの上端面側に形成されチェック弁及び絞りを介して圧側連通路と連通する圧側受圧室とが設けられたものであった。

即ち、ピストンの伸行程において、その振動周波数が一定値以下である時は、伸側受圧室の流体圧が上昇してスプールの下方へ摺動させ、この摺動でプッシュバルブを押圧するスプリングのセット荷重を増加させることにより、伸側減衰バルブの撓み強度を増大させて高い減衰力を発生させると共に、その振動周波数が一定値以上である時は、絞りによる高周波カット作用で伸側受圧室の流体圧上昇を阻止し、これにより、伸側減衰バルブのたわみ強度を低い状態に保持させて低い減衰力を発生させるようにしたものであった。

尚、ピストンの圧行程においても、ベース側で上記伸行程における場合と同様に振動周波数に感応して減衰力が変更される。

(発明が解決しようとする課題)

しかしながら、このような従来の減衰力可変型緩衝器にあっては、伸・圧両行程の減衰力特性を振動周波数に感応して自動的に変化させるためには、伸側と圧側の減衰力可変構造を、ピストン側とベース側にそれぞれ独立して組み込む必要があるため、ピストン側とベース側の両方の構造が複雑化すると共に、標準タイプのものとの共用がきかなくなつて、コストが高くなるという問題があった。

また、従来の減衰力可変型緩衝器にあっては、その減衰力が減衰バルブの特性のみにより決定されるので、その減衰力特性は低速になる程減衰力の変化率が逓増する速度 2/3 乗特性となり、このため、ピストン速度に対して 1 次比例の直線的な特性が得られないし、ピストンの極低速域 (0.1m/s 以下の領域) における減衰力が高くなりすぎるという問題があった。

本発明は、上述のような従来の問題に着目して成されたもので、構造の簡略化によるコストの低減化が可能であると共に、低減衰力レンジにおい

てピストン速度に対して 1 次比例の直線的な特性が得られ、かつ、極低速域の減衰力特性を任意に設定可能な減衰力可変型緩衝器の提供を第 1 の目的とし、さらに、減衰力可変構造を有しない標準タイプの緩衝器との部品の共用が可能であり、かつ、組み立て作業が容易な減衰力可変型緩衝器の提供を第 2 の目的としている。

(課題を解決するための手段)

上述のような第 1 の目的を達成するために、本発明の減衰力可変型緩衝器では、シリンダ内を 2 つの流体室に画成したバルブボディと、伸行程時に開弁して 2 つの流体室間を連通可能な伸側高減衰バルブ、及び、圧行程時に開弁して 2 つの流体室間を連通可能な圧側高減衰バルブと、前記伸側高減衰バルブ及び圧側高減衰バルブをバイパスして 2 つの流体室間を連通するバイパス路と、該バイパス路の途中に伸側可変絞り及び圧側可変絞りを形成して摺動自在に設けられ、両端に受圧面が形成されたスプールと、該スプールの、可変絞りが開かれる方向に付勢する付勢手段と、該スプー

ルの両受圧室に面して形成され、伸側絞りを介して一方の流体室と連通した伸側受圧室、及び、圧側絞りを介して他方の流体室と連通した圧側受圧室と、相互に並列で前記可変絞りとはそれぞれ直列に設けられ、伸行程時に開弁して2つの流体室間を連通可能な伸側低減衰バルブ、及び、圧行程時に開弁して2つの流体室間を連通可能な圧側低減衰バルブとを備えた構成とした。

また、第2の目的を達成するために、上述の減衰力可変型緩衝器において、伸側高減衰バルブ及び圧側高減衰バルブがシリンダ内を上部室と下部室とに画成するピストンに形成され、その他の構成要素がピストンロッドにピストンを締結するナット内に形成され、ピストンロッドにはナット内に形成されたバイパス路の上端をピストンの上部室側まで延長する流路を形成した構成とした。

(作用)

ピストンの行程時には、一方の流体室の流体が他方の流体室に流通する。

即ち、伸行程が成されると、伸側流体室内の流

して流通し、高い減衰力が発生する。

ところで、上述の可変絞りの流路断面積は、スプールの摺動に応じて変更されるもので、このスプールの摺動は、伸側受圧室及び圧側受圧室にそれぞれ両流体室から伝達される流体圧をスプールが受圧面で受圧することによって成されるが、両受圧室と両流体室との間には、それぞれ、伸側絞り及び圧側絞りが設けられているため、流体圧の伝達量は流体圧の振動周波数によって変動する。

即ち、両流体室の流体圧振動周波数が一定値以上(高周波)である時は、伸側絞り及び圧側絞りによる高周波カット作用で、受圧室側への流体圧伝達量が少ないため、両受圧室間に流体圧差が生じ難く、このため、スプールは、付勢手段の付勢力により所定位置に配置されたままで摺動しない。

従って、バイパス路が大きく開かれており、減衰力特性は低減衰力レンジとなっている。

一方、両流体室の流体圧振動周波数が一定値未

体は伸側高減衰バルブを開弁して流通する経路と伸側低減衰バルブを開弁してバイパス路を流通する経路の2つの経路を通過して圧側流体室内に流通可能である。

この場合、可変絞りが大きく開かれている場合には、流体がバイパス路を円滑に流通して伸側低減衰バルブにより低い減衰力が発生し、また、可変絞りが閉じられてバイパス路の流通抵抗が高くなった場合には、流体は伸側高減衰バルブを開弁して流通し、高い減衰力が発生する。

次に、圧行程が成されると、圧側流体室内の流体は圧側高減衰バルブを開弁して流通する経路と圧側低減衰バルブを開弁してバイパス路を流通する経路の2つの経路を通過して伸側流体室内に流通可能である。

この場合、可変絞りが大きく開かれている場合には、流体がバイパス路を円滑に流通して圧側低減衰バルブにより低い減衰力が発生し、また、可変絞りが閉じられてバイパス路の流通抵抗が高くなった場合には、流体は圧側高減衰バルブを開弁

満(低周波)である時は、流体が伸側・圧側両絞りを円滑に流通し、流体圧が両受圧室へ伝達され、両受圧室間に流体圧差が生じる。そして、この流体圧差が両受圧面に作用してスプールの摺動させる。

従って、このスプールの摺動に基づき可変絞りの開度が狭まる側に変化して減衰力特性が上述したように変化する。尚、可変絞りの絞り開度は、両流体室の流体圧振動周波数に応じて連続的に無段階的に変化し、これにより、減衰力レンジも連続的に無段階に変化する。

(実施例)

以下、本発明の実施例を図面により詳述する。

まず、実施例の構成について説明する。

第1図は、本発明実施例の減衰力可変型緩衝器の主要部であるピストン部分を示す断面図であって、図中1は円筒状のシリンダを示している。このシリンダ1は、摺動自在に装填されたピストン(バルブボディ)2によって、上部室Aと下部室Bとに画成され、両室A、Bには油等の流体が充

填されている。

前記ピストン2はピストンロッド3の先端小径部3aに取り付けられている。

尚、前記ピストンロッド3の軸芯部には、上部室Aと下部室Bとを連通する流路3bが穿設されている。

そして、ピストン2は、前記ピストンロッド3の先端小径部3aに対し、リテーナ4、ワッシャ5a、圧側高減衰バルブ6、ピストン2、伸側1段目減衰バルブ(伸側高減衰バルブ)7、ワッシャ5b、伸側2段目減衰バルブ(伸側高減衰バルブ)8、ワッシャ5c、スプリングシート9、スプリング10を順次装着し、最後にナット11で締結して取り付けられている。

さらに詳述すると、上部室A側であるピストン2の上端面には、内外二重に内側環状溝2aと外側環状溝2bが形成されており、そして、この両環状溝2a、2bは、ピストン2に上下方向に穿設された複数個の伸側連通路2c及び圧側連通路2dによりそれぞれ下部室Bに連通されてい

が開閉可能となっている。

そして、この伸側2段目減衰バルブ8の第2シート面2h位置にはスプリングシート9を介してスプリング10のセット荷重が付与されている。

また、前記ナット11の下部には、内部に前記流路3bと連通した大径穴11aを有する円筒状のハウジング部11bが設けられており、このハウジング部11bの大径穴11a内には、上方から順に、リテーナ12、ワッシャ13、伸側チェックプレート14、伸側オリフィスプレート15、伸側シートプレート16、スプールボディ17、圧側シートプレート18、圧側オリフィスプレート19、圧側チェックプレート20、スタッド21、リテーナ22、ワッシャ23、圧側低減衰バルブ24、サブバルブボディ25、伸側低減衰バルブ26、ワッシャ27、リテーナ28が装着されている。

さらに詳述すると、前記スプールボディ17は、その軸心部にスプール穴17aが形成された円筒状に形成され、また、外周面中途部には、大

る。

前記圧側連通路2dの外側環状溝2bには前記圧側高減衰バルブ6が当接され、この圧側高減衰バルブ6により圧側連通路2dが開閉可能となっている。尚、伸側連通路2cの内側環状溝2aは、ピストン2の上面に形成された連通溝2kにより上部室A側に開放された状態となっている。

前記伸側連通路2cの下端部には内側環状溝2eが形成されると共に、その周部には第1シート面2fが形成され、この第1シート面2fには、前記伸側1段目減衰バルブ7が当接されていて、この伸側1段目減衰バルブ7により伸側連通路2cが開閉可能となっている。

また、前記第1シート面2fの外周には外側環状溝2gが形成され、さらにその外周でかつ前記第1シート面2fより下方位置には、第2シート面2hが形成され、この第2シート面2hには、前記伸側2段目減衰バルブ8が当接されていて、この伸側2段目減衰バルブ8により伸側連通路2c

径穴11aとの間をシールするシールリング29を装着した環状突出部17bが形成されている(第2図参照)。

前記リテーナ12は、薄手の板素材の中央部に中央孔12aが形成されると共に、外周部には、周方向等間隔のもとに形成された切欠き部12bによってその中途部からそれぞれ下向きに折曲された6本の脚片部12cが形成された構造となっている(第2図参照)。

前記伸側チェックプレート14は、薄手の板素材にその一部を残した切欠環状孔14aを形成することによって、環状の外周固定部14bと、中央の円形弁部14cと、両者間を連通する連結部14dとが形成された構造となっている(第2図参照)。

前記伸側オリフィスプレート15は、薄手の板素材の中央部に、前記圧側チェックプレート14の弁部14cより小径の中央孔15aが形成され、該中央孔15aの外周で前記圧側チェックプレート14の切欠環状孔14aと対向する位置に

はその周方向に沿って円弧状の長穴 15 b が 2 箇所に形成され、さらに、各長穴 15 b の中間部と中央孔 15 a 間が細幅の切欠き部 15 c で連結された構造となっている。

そして、前記各長穴 15 b の長手方向の長さが連結部 14 d の幅よりは長くなるように形成されている（第 2 図参照）。

前記伸側シートプレート 16 は、厚手の板素材の中央部に、前記圧側オリフィスプレート 15 の中央孔 15 a より小径の中央孔 16 a が形成された構造となっている（第 2 図参照）。

また、前記ワッシャ 13 と伸側チェックプレート 14 と伸側オリフィスプレート 15 と伸側シートプレート 16 は、スプールボディ 17 と同径に形成されると共に、リテーナ 12 とスプールボディ 17 の上部開口端面との間でその外周部を挟持固定した状態で設けられている。そして、リテーナ 12 は、その脚片部 12 c の先端部がハウジング部 11 b とスプールボディ 17 との間に形成された上部環状空間 17 c 内に挿入した状態で設け

られている。

以上のように、伸側オリフィスプレート 15 における中央孔 15 a の開口縁上面で弁部 14 c が当接するシート面 a₁ を形成すると共に、細幅の切欠き部 15 c で伸側絞り b₁ を形成している。従って、伸側オリフィスプレート 15 の厚みと切欠き部 15 c の幅とで絞り断面積が決定されるようになっている。

尚、前記リテーナ 22、圧側シートプレート 18、圧側オリフィスプレート 19、及び、圧側チェックプレート 20 は、上述のリテーナ 12、伸側シートプレート 16、伸側オリフィスプレート 15、及び、伸側チェックプレート 14 とそれぞれ同一形状であって、リテーナ 22 だけは、リテーナ 12 と表裏逆方向組み付けられている。即ち、図中、18 a は中央孔、19 a は中央孔、19 b は長穴、19 c は切欠き部、20 a は切欠環状溝、20 b は外周固定部、20 c は弁部、22 a は中央孔、22 b は切欠き部、22 c は脚片部、a₂ はシート面、b₂ は圧側絞りを示す。

前記スタッド 21 は、前記スプールボディ 17 と同径の大径部 21 a の下端中央部に、その軸心部に貫通孔 21 b を穿設した小径部 21 c が形成されている。

そして、上述の圧側シートプレート 18、圧側オリフィスプレート 19、及び、圧側チェックプレート 20 が、前記スプールボディ 17 の下部開口端面と大径部 21 a の外周上面に形成された環状突出部 21 d との間でその外周部を挟持した状態で設けられている。

前記スタッド 21 の小径部 21 c には、上部から順に前記リテーナ 22、ワッシャ 23、圧側低減衰バルブ 24、サブバルブボディ 25、伸側低減衰バルブ 26、ワッシャ 27、リテーナ 28 が装着され、最後にナット 30 で締結して取り付けられている。

そして、ハウジング部 11 b の下端開口縁部をサブバルブボディ 25 の下面側にカシメることによって、上記各部材がナット 11 の大径穴 11 a 内に組み込まれている。

さらに詳述すると、前記サブバルブボディ 25 の上面には一部切欠環状溝 25 a が形成され、さらにその外周には、シート面 25 b が形成され、このシート面 25 b には、前記圧側低減衰バルブ 24 が当接されている。

そして、前記環状溝 25 a は、サブバルブボディ 25 に穿設された圧側流路 25 c によって下部室 8 と連通されている。

一方、サブバルブボディ 25 の下面には一部切欠環状溝 25 d が形成され、さらにその外周には、シート面 25 e が形成され、このシート面 25 e には、前記伸側低減衰バルブ 26 が当接されている。

そして、前記環状溝 25 d は、サブバルブボディ 25 に穿設された伸側流路 25 f によって大径穴 11 a と連通されている。

尚、前記リテーナ 22 は、その脚片部 12 c の先端部をハウジング部 11 b とスプールボディ 17 との間に形成された下部環状空間 17 d 内に挿入した状態で設けられている。

前記スプールボディ 17 には、環状突出部 17 b を挟んで上下に上部環状空間 17 c とスプール穴 17 a 間を連通する複数の伸側ポート 17 e 及び下部環状空間 17 d とスプール穴 17 a 間を連通する複数の圧側ポート 17 f が形成されている。

前記スプール穴 17 a 内には、その上下両面側に伸側受圧室 D₁ 及び圧側受圧室 D₂ を画成してスプール 31 が上下方向摺動可能に設けられている。このスプール 31 は、断面が略 H 字状に形成され、上端の伸側受圧面 31 a と伸側シートプレート 16 間及び下端の圧側受圧面 31 b と圧側シートプレート 18 間にセンタリングスプリング 32、33 が介装され、この両センタリングスプリング 32、33 によりスプール 31 が中立位置に保持されるように付勢されている。

また、スプール 31 の外周面には、スプール 31 の中立位置で前記伸側ポート 17 e と圧側ポート 17 f を連通する環状溝 31 c が形成されており、この環状溝 31 c の上縁側と伸側ポート 17

e とで伸側可変絞り 34 が形成され、また、環状溝 31 c の下縁側と圧側ポート 17 f とで圧側可変絞り 35 が形成されている。

従って、伸側受圧室 D₁ には、流路 3 b、中央孔 12 a、切欠環状孔 14 a、伸側絞り a₁、中央孔 15 a、中央孔 16 a を経由して上部室 A 側の流体圧が伝達可能となっている。

一方、圧側受圧室 D₂ には、貫通孔 21 b、切欠環状孔 20 a、圧側絞り a₂、中央孔 19 a、中央孔 18 a を経由して下部室 B 側の流体圧が伝達可能となっている。

以上のように、この実施例では、流路 3 b と切欠部 12 b と上部環状空間 17 c と伸側ポート 17 e と環状溝 31 c と圧側ポート 17 f と下部環状空間 17 d と切欠部 22 b と伸側流路 25 f と一部切欠環状溝 25 d (及び圧側流路 25 c と一部切欠環状溝 25 a) とで、請求の範囲のバイパス路 1 を構成している。

次に、実施例の作用について説明する。

(イ) 伸行程時

即ち、ピストン 2 の伸行程が成されると、上部室 A 内の流体は伸側高減衰バルブ (伸側 1 段目減衰バルブ 7 及び伸側 2 段目減衰バルブ 8) を開弁して伸側連通路 2 c を流通する経路と伸側低減衰バルブ 26 を開弁してバイパス路 1 を流通する経路の 2 つの経路を通過して下部室 B 内に流通可能である。

この場合、伸側可変絞り 34 が開かれてバイパス路 1 が流通可能な場合には、流体がバイパス路 1 を通り、伸側低減衰バルブ 26 を開弁して流通し、また、伸側可変絞り 34 が閉じられてバイパス路 1 の流通が不可能な場合には、流体は伸側連通路 2 c を通って内側環状溝 2 e に流入し、伸側 1 段目減衰バルブ 7 を開弁して外側環状溝 2 g に流入し、そこからさらにスプリング 10 の開弁力に抗して伸側 2 段目減衰バルブ 8 を開弁して下部室 B に流通する。

尚、以上 2 つの経路の内、バイパス路 1 側は、スプール 31 の摺動によって伸側可変絞り 34 の開度を変化させることができ、これにより、減衰

力レンジを低減衰力から高減衰力まで連続的に無段階に変化させることができる。

a) 低減衰力レンジ時

バイパス路 1 側が開かれている場合には、流路断面積が大きく低減衰力レンジとなる。

この場合、ピストン 2 の低速作動域では、流体はバイパス路 1 を円滑に流通し、伸側可変絞り 34 で速度 2 乗特性の減衰力が生じると共に、それと直列に伸側低減衰バルブ 26 で速度 2 乗特性とは変化率が対称的に変化する速度 2/3 乗特性の減衰力が生じ、ピストン速度に 1 次比例の直線的な減衰力特性となる。

一方、高速作動域では、流体が伸側連通路 2 c 側を流通し、伸側 1 段目減衰バルブ 7 と伸側 2 段目減衰バルブ 8 とで、速度 2/3 乗特性の減衰力が直列に生じ、この場合、ピストン速度の上昇に伴ない変化率が低下する 2/3 乗特性の変化率の低下が抑えられピストン速度に 1 次比例の直線的な特性になる。

b) 高減衰力レンジ時

スプール31が下方へ摺動して、バイパス路1側(伸側可変絞り34)の流路面積が狭くなった場合は、流通抵抗が高くなり高減衰力レンジとなる。

この場合、伸側1段目減衰バルブ7と伸側2段目減衰バルブ8とで速度2/3乗特性の減衰力が直列に生じるもので、直線的な減衰力特性が得られる。

尚、前記スプール31の摺動は、ピストン2の伸行程で上昇した上部室A側の流体圧が伸側受圧室D₁に伝達され、この流体圧を伸側受圧面31aで受圧することによって成されるが、上部室Aと受圧室D₁間には伸側絞りb₁が設けられているため、流体圧の伝達量は流体圧の振動周波数によって変動する。

即ち、上部流体室A側の流体圧の振動周波数が一定値以上(高周波)である時は、伸側絞りb₁の絞り作用による高周波カット作用で、伸側受圧室D₁側への流体圧の伝達量が少ないため、両受圧室D₁、D₂間に流体圧の差が生じ難く、この

路2dを流通する経路と圧側低減衰バルブ24を開弁してバイパス路1を流通する経路の2つの経路を通して上部室A内に流通可能である。

この場合、圧側可変絞り35が開かれてバイパス路1の流路断面積が大きな場合には、流体がバイパス路1を通り、圧側低減衰バルブ24を開弁して流通し、また、圧側可変絞り35が閉じられてバイパス路1の流通が不可能な場合には、流体は圧側連通路2dを通して外側環状溝2bに流入し、圧側高減衰バルブ6を開弁して上部室Aに流通する。

尚、以上2つの経路の内、バイパス路1側は、スプール31の摺動によって圧側可変絞り35の開度を変化させることができ、これにより、減衰力レンジを低減衰力から高減衰力まで連続的に無段階に変化させることができる。

a) 低減衰力レンジ時

バイパス路1側が開かれている場合には、流路断面積が大きく低減衰力レンジとなる。

この場合、ピストン2の低速作動域では、流体は

ため、スプール31は、センタリングスプリング32、33の付勢力で中立位置に保持されたままで、バイパス路1が流通可能となっており、これにより、低減衰力レンジとなる。

また、上部流体室A側の流体圧の振動周波数が一定値未満(低周波)である時は、伸側絞りb₁を円滑に通過して伸側受圧室D₁側へ流体圧が伝達されるので、伸側受圧室D₁の流体圧が上昇して両受圧室D₁、D₂間に流体圧の差が生じ、これにより、スプール31を下方へ摺動させるので、伸側可変絞り34が閉じられてバイパス路1の流通が規制され、これにより、高減衰力レンジとなる。

尚、伸側可変絞り34の絞り開度は、上部室Aの流体圧の振動周波数に応じて連続的に無段階に変化し、これにより、減衰力レンジも連続的に無段階に変化する。

(ロ) 圧行程時

ピストン2の圧行程が成されると、下部室B内の流体は圧側高減衰バルブ6を開弁して圧側連通

バイパス路1を流通し、圧側可変絞り35で速度2乗特性の減衰力が生じると共に、それと直列に圧側低減衰バルブ24で速度2乗特性とは変化率が対称的に変化する速度2/3乗特性の減衰力が生じ、ピストン速度に1次比例の直線的な減衰力特性となる。

一方、高速作動域では、流体が圧側連通路2d側を流通し、圧側高減衰バルブ6で速度2/3乗特性の減衰力が生じる。

b) 高減衰力レンジ時

スプール31が上方へ摺動してバイパス路1側(圧側可変絞り35)の開度が狭まった場合は、流路断面積が小さく高減衰力レンジとなる。

この場合、圧側高減衰バルブ6で速度2/3乗特性の減衰力が直列に生じる。

尚、前記スプール31の摺動は、ピストン2の圧行程で上昇した下部室B側の流体圧が圧側受圧室D₂に伝達され、この流体圧を圧側受圧面31bで受圧することによって成されるが、下部室Bと受圧室D₂間には圧側絞りb₂が設けられてい

るため、流体圧の伝達量は流体圧の振動周波数によって変動する。

即ち、下部室B側の流体圧の振動周波数が一定値以上（高周波）である時は、圧側絞りb₂の絞り作用による高周波カット作用で、圧側受圧室D₂側への流体圧の伝達量が少ないため、両受圧室D₁、D₂間に流体圧の差が生じ難く、このため、スプール31は、センタリングスプリング32、33の付勢力で中立位置に保持されたままで、バイパス路Iの開度が大きく、低減衰力レンジとなる。

また、下部流体室B側の流体圧の振動周波数が一定値未満（低周波）である時は、圧側絞りb₂を円滑に通過して圧側受圧室D₂側へ流体圧が伝達されるので、圧側受圧室D₂の流体圧が上昇して両受圧室D₁、D₂間に流体圧の差が生じ、これにより、スプール31を上方へ撓動させるので、圧側可変絞り35が狭まり、バイパス路Iの開度が小さく高減衰力レンジとなる。

尚、圧側可変絞り35の絞り開度は、下部室B

ている。

また、低減衰力レンジでは、伸行程時においても圧行程時においても、低速作動域から高速作動域までの作動全域において、ピストン速度に対して直線的な減衰力特性が得られるので、操縦安定性の向上と乗り心地向上とを両立することができるという特徴を有している。

さらに、極低速作動域の減衰力特性の設定に関し、低速作動域にあっては、低減衰力レンジの場合、可変絞り34（35）の特性（速度2乗特性）と、低減衰バルブ26（24）の特性（速度2/3乗特性）とで決定されるので、この場合は、減衰バルブのみで設定するのに比べ、設定自由度が高いし、しかも、このバルブの特性と可変絞り特性とは対称的で、両特性の変化率が平均化されるので、より設定が容易となる。

以上、本発明の実施例を図面により詳述してきたが、具体的な構成は、この実施例に限られるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲における設計変更等があっても本発明に含まれる。

の流体圧の振動周波数に応じて連続的に無段階に変化し、これにより、減衰力レンジも連続的に無段階に変化する。

以上説明してきたように、実施例の減衰力可変型緩衝器では、伸・圧両行程の減衰力特性を振動周波数に感応して自動的に変化させるための減衰力可変構造がすべてピストン2側に一括して組み込まれているので、ベース側は標準タイプの構造のものを使用でき、さらに、前記減衰力可変構造の内、伸・圧両高減衰バルブ以外の構成要素が、ピストンロッド3にピストン2を締結するナット11内にすべて組み込まれているので、その組み立て作業が簡略化されると共に、ピストン2自体も標準タイプの構造のものを使用でき、従って、標準タイプとの部品の共用と組み立て作業の簡略化が可能となってコストを低減化できるという特徴を有している。

また、1つのバイパス路を伸側と圧側とで共用することによって構造が簡略化され、これにより、装置をコンパクト化できるという特徴を有し

（発明の効果）

以上説明してきたように、本発明請求項1記載の減衰力可変型緩衝器にあっては、伸・圧両行程の減衰力特性を振動周波数に感応して自動的に変化させるための減衰力可変構造をすべて1つのバルブボディに一括して組み込んだために、他のバルブボディ側は標準タイプのものとの共用が可能でコストの低減化を図れるという効果が得られる。

また、1つのバイパス路を伸側と圧側とで共用したため、構造が簡略化され、これにより、装置をコンパクト化できるという効果が得られる。

しかも、伸側・圧側共に低速作動域の減衰力特性は低減衰バルブで設定し、高速作動域の減衰力は高減衰バルブで設定するようにしたため、極低速作動域から高速作動域まで、減衰力特性を容易に任意に設定することができるという効果が得られる。

また、低減衰力レンジでは、伸行程時においても圧行程時においても、低速作動域から高速作動

域までの作動全域において、ピストン速度に対して直線的な減衰力特性が得られるため、操縦安定性の向上と乗り心地向上とを両立することができるという効果が得られる。

さらに、極低速作動域の減衰力特性の設定に関し、低速作動域にあっては、低減衰力レンジの場合、可変絞りの特性（速度2乗特性）と、低減衰バルブの特性（速度2/3乗特性）とで決定されるので、この場合は、減衰バルブのみで設定するのに比べ、設定自由度が高いし、しかも、このバルブの特性と可変絞り特性とは対称的で、両特性の変化率が平均化されるので、より設定が容易となる。

加えて、本発明請求項2記載の減衰力可変型緩衝器にあっては、前記減衰力可変構造の内、伸・圧両高減衰バルブ以外の構成要素を、ピストンロッド3にピストン2を締結するナット11内にすべて組み込んだため、その組み立て作業が簡略化されると共に、ピストン自体は標準タイプの構造のものを共用でき、これにより、コストを低減化

できるという効果が得られる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明実施例の減衰力可変型緩衝器の要部であるピストン部分を示す断面図、第2図は要部の分解斜視図である。

A…上部室

B…下部室

D…伸側受圧室

D₂…圧側受圧室D

b₁…伸側第1連通路

b₂…伸側第2連通路

1…バイパス路

1…シリンダ

2…ピストン（バルブボディ）

3…ピストンロッド

3b…流路

6…圧側高減衰バルブ

7…伸側1段目減衰バルブ

（伸側高減衰バルブ）

8…伸側2段目減衰バルブ

（伸側高減衰バルブ）

11…ナット

24…圧側低減衰バルブ

26…伸側低減衰バルブ

31…スプール

31a…伸側受圧面

31b…圧側受圧面

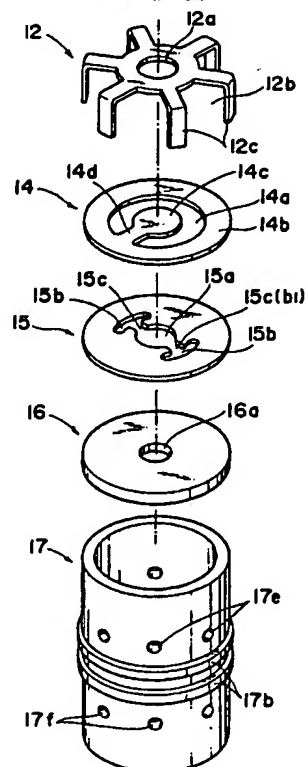
32…センタリングスプリング（付勢手段）

33…センタリングスプリング（付勢手段）

34…伸側可変絞り

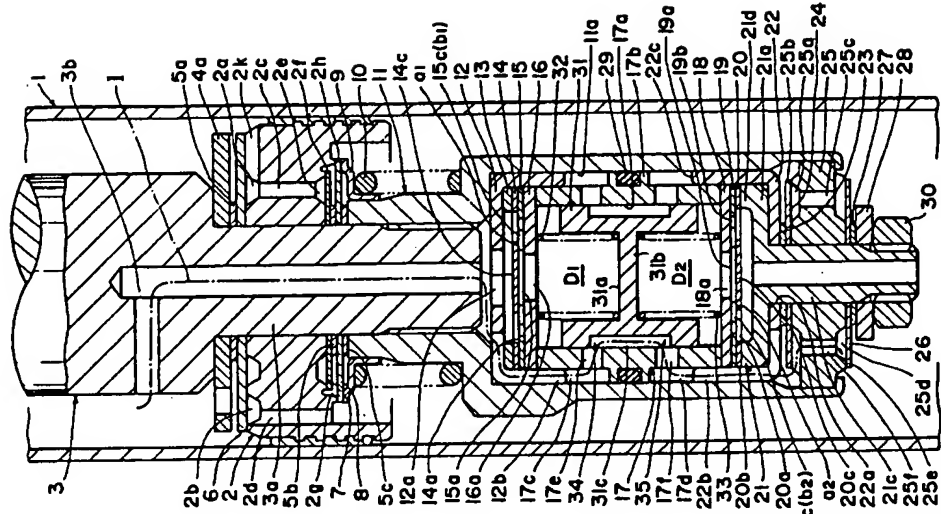
35…圧側可変絞り

第2図



特許出願人
株式会社 アツギユニシア

第 1 図



- A...上部室
B...下部室
D₁...伸側受圧室
D₂...圧側受圧室
b₁...伸側第1連通路
b₂...伸側第2連通路
1...パイパス路
1...シリンダ
2...ピストン (バルブボディ)
3...ピストンロッド
3 b...流路
6...圧側高減衰バルブ
7...伸側1段目減衰バルブ
(伸側高減衰バルブ)
8...伸側2段目減衰バルブ
(伸側高減衰バルブ)
11...ナット
24...圧側低減衰バルブ
26...伸側低減衰バルブ
31...スプール
31 a...伸側受圧面
31 b...圧側受圧面
32...センタリングスプリング (付勢手段)
33...センタリングスプリング (付勢手段)
34...伸側可変絞り
35...圧側可変絞り



(19)

(11) Publication number:

03181633 A

Generated Document.

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN(21) Application number: **01322898**(51) Intl. Cl.: **F16F 9/50**(22) Application date: **12.12.89**

(30) Priority:

(43) Date of application
publication: **07.08.91**(84) Designated contracting
states:(71) Applicant: **ATSUGI UNISIA CORP**(72) Inventor: **YAMAOKA FUMIYUKI
EMURA JUNICHI**

(74) Representative:

**(54) DAMPING FORCE
VARYING TYPE BUFFER**

(57) Abstract:

PURPOSE: To arbitrarily set a damping force property by incorporating a damping force variable structure at expansion and compression strokes into one valve body, using a bypass commonly on expansion and compression sides, and setting the damping force property in high speed and low speed operational regions on the expansion and compression sides by using high and

low damper valves, respectively.

CONSTITUTION: There are provided a valve body 2 which defines the inside of a cylinder 1 into two fluid chambers, high damper valves 7, 6 on expansion and compression sides, and a bypass 1 for intercommunicating the two fluid chambers with each other. Variable throttles 34, 35 on the expansion and compressed sides are slidably arranged on the way of the bypass 1. A spool 31 with pressure receiving surfaces at both ends thereof are energized in such a direction as to open the variable throttles 34, 35 by energizing means 32, 33. Pressure receiving chambers D1, D2 on the expansion and compression sides are communicated with the fluid chambers in such a manner as to face to both pressure receiving chambers of the spool 31. Low damper valves 24, 26 on the expansion and compression sides are opened at the expansion and compression strokes to intercommunicate the two fluid chambers with each other.

COPYRIGHT: (C)1991,JPO&Japio

